

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2001-32850
(P2001-32850A)

(43)公開日 平成13年2月6日(2001.2.6)

(51)Int.Cl.⁷
F 1 6 D 3/205

識別記号

F I
F 1 6 D 3/205

テマコード* (参考)
M

審査請求 未請求 請求項の数2 OL (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平11-203685

(22)出願日 平成11年7月16日(1999.7.16)

(71)出願人 598119681
デルファイ・サギノー・エヌエスケ株式会社
東京都品川区大崎1丁目6番3号
(72)発明者 石島 実
東京都品川区大崎1丁目6番3号日精ビル
15F DSN本社内
(72)発明者 水越 康允
東京都品川区大崎1丁目6番3号日精ビル
15F DSN本社内
(74)代理人 100077919
弁理士 井上 義雄

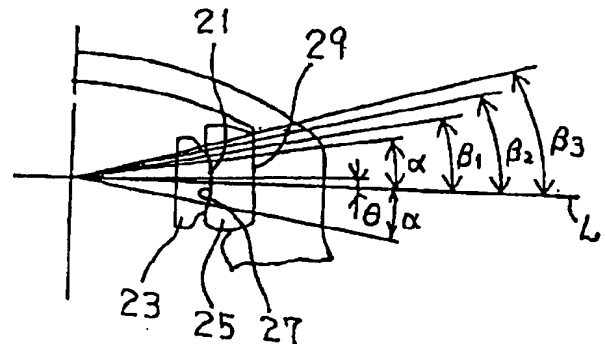
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 トリボード型等速ジョイント

(57)【要約】

【課題】 軸力の低減や耐久性の向上を図ったトリボード型等速ジョイントを提供する。

【解決手段】 内側ローラ23の摩擦抵抗や振れ廻りによる全接触角を α としたとき、内側ローラ23の中心から引かれたトラニオン15の法線(基準線L)に対して $\pm\alpha$ の角度で2本の直線を引き、トラニオン15の法線を含み前記2本の直線で区画された領域を荷重作用領域とする。そして、内側ローラ23の外周面中心と外周面21の縁とを結んだ線が基準線Lとなす角度を β_1 、外側ローラ25の内周面中心と内周面27の縁を結んだ線が基準線Lとなす角度を β_2 、外側ローラ25の内周面中心との転動面29の縁を結んだ線が基準線Lとなす角度を β_3 とした場合、各角度 β_1 、 β_2 、 β_3 を α より大きくして内外ローラ23、25の外縁を荷重作用領域Z外に位置させる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第 1 の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された 3 箇所の凹部と、

これら各凹部内で互に対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設され、それぞれにトラック面を有する一対のガイド溝と、

前記各凹部内に進入する 3 本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第 2 の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、

前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に凸球面が形成された 3 個の内側ローラと、

それぞれの内周に前記内側ローラの凸球面に対応する凹球面が形成されると共に、それぞれの外周に前記ガイド溝のトラック面に対応する転動面が形成された 3 個の外側ローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、

前記ニードル軸受と前記内側ローラとの摩擦係数を μ 1、前記内側ローラと前記外側ローラとの摩擦係数を μ 2 とし、 $\alpha 1 = \tan^{-1} (\mu 1 + \mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha = \alpha 1 + \alpha 2$ とすると、前記内側ローラにおける凸球面の中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm \alpha$ の角度で 2 本の直線を引いたとき、内側ローラの凸球面および前記外側ローラの凹球面、前記外側ローラの転動面は、それぞれの内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記 2 本の直線で区画された領域外に存在することを特徴とするトリボード型等速ジョイント。

【請求項 2】軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第 1 の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された 3 箇所の凹部と、

これら各凹部内で互に対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設された円弧状断面を有する一対のガイド溝と、

前記各凹部内に進入する 3 本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第 2 の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、

前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に前記ガイド溝に対応する凸球面状の転動面が形成された 3 個のローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、

前記ニードル軸受と前記ローラとの摩擦係数を μ 1、前記ローラと前記ガイド溝との摩擦係数を μ 2 とし、 $\alpha 1 = \tan^{-1} (\mu 1 + \mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha = \alpha 1 + \alpha 2$ とすると、前記球面ローラの中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm \alpha$ の角度で 2 本の直線を引いたとき、前記転動

面の内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記 2 本の直線で区画された領域外に存在することを特徴とするトリボード型等速ジョイント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば自動車の駆動系内でジョイント角をもって接続される回転軸間に介装され、等速で回転トルクの伝達を行なうトリボード型等速ジョイントに関する。

【0002】

【従来の技術】自動車の駆動系に組み込まれる等速ジョイントの一種として、従来からトリボード型等速ジョイントが広く使用されている。例えば特開昭 63-186036 号公報や同 62-233522 号公報等には、図 9、図 10（図 9 中の A-A 断面図）に示したように、シングルローラ式のトリボード型等速ジョイント（以下、単に等速ジョイントと記す）が記載されている。この等速ジョイント 1 は、ディファレンシャル装置側のドライブシャフト等である第 1 回転軸 2 の軸端に固着される中空筒状のハウジング 3 と、車輪側のドリブンシャフト等である第 2 回転軸 4 の軸端に固着されるトリボード 5 とを備えている。

【0003】ハウジング 3 の内面には、円周方向で等間隔（120° 間隔）に、3 箇所の凹部 7 が形成されている。第 2 回転軸 4 に固着されるトリボード 5 は、第 2 回転軸 4 の軸端が嵌入するボス部 13 と、このボス部 13 の外周面から円周方向で等間隔（120° 間隔）に立設された円柱形状の 3 本のトラニオン 15 とから構成されている。各トラニオン 15 には、ニードル軸受 17 を介して、外周に凸球面状の転動面 29 が形成されたローラ 19 が回転自在に且つ軸方向に互に若干の変位自在に支持されている。そして、これらローラ 19 をハウジング 3 側の凹部 7 に嵌合させることにより、等速ジョイント 1 が構成されている。各凹部 7 を構成するそれぞれ一対ずつのガイド溝 11 は、それぞれ円弧状凹面となっており、各ローラ 19 は、これら一対のガイド溝 11 の間に、転動および揺動自在に支持される。

【0004】この等速ジョイント 1 では、例えば第 1 回転軸 2 が回転すると、その回転トルクは、ハウジング 3 から、ローラ 19、ニードル軸受 17、トラニオン 15 を介して、トリボード 5 のボス部 13 に伝わり、ボス部 13 に軸端が固着された第 2 回転軸 4 を回転させる。また、第 1 回転軸 2 の中心軸線と第 2 回転軸 4 の中心軸線とが不一致の場合（第 1 回転軸 2 と第 2 回転軸 4 との間にジョイント角が存在する場合）には、これら両回転軸 2、4 の回転に伴って各トラニオン 15 が、対応する凹部 7 のガイド溝 11 に対して、図 9、図 10 に示したようにトリボード 5 のボス部 13 を中心として揺動する。この際、各トラニオン 15 に支承されたローラ 19 は、各凹部 7 のガイド溝 11 上を転動すると共に、各トラニ

オン 15 の軸方向に沿って移動する。これらの動きにより、周知のように、第 1、第 2 回転軸 2、4 間での等速性が確保される。

【0005】シングルローラ式の等速ジョイント 1 では、ジョイント角が存在する状態で第 1、第 2 回転軸 2、4 を回転させると、各ローラ 19 が複雑な運動を行なう。すなわち、この状態で各ローラ 19 は、対応するガイド溝 11 に沿ってハウジング 3 の軸方向に対して向きを変えながら移動し、且つトラニオン 15 の軸方向に沿って揺動する。各ローラ 19 にこのような複雑な動きをさせると、これら各ローラ 19 の転動面 29 と対応するガイド溝 11 との間の相対移動が必ずしも円滑に行なわれず、これら両面間に比較的大きな摩擦抵抗が生じることがある。この場合、図 9、図 10 に示した等速ジョイント 1 では、1 回転毎に比較的大きな 3 次の軸力変動が発生し、自動車の駆動系等において大きなジョイント角をもって大トルクを伝達する際に、シャダー (shudder) と呼ばれる振動が生起される。

【0006】このような振動を抑えるものとして、特開平 8-290297 号公報や特開平 9-196081 号公報等には、図 11 に示したようなダブルローラ式の等速ジョイントが記載されている。この等速ジョイント 1 では、各トラニオン 15 に支承されるローラ 19 が、内側ローラ 23 と外側ローラ 25 とから構成されている。内側ローラ 23 は、外周に凸球面 21 が形成されると共に、ニードル軸受 17 を介して各トラニオン 15 に回転かつ揺動自在に支承されている。また、外側ローラ 25 は、内周に内側ローラ 23 の凸球面 21 に対応する凹球面 27 が形成されており、内側ローラ 23 によって揺動自在に支持されている。また、外側ローラ 25 の外周には、ハウジング 3 の内面に形成された各凹部 7 に一対ずつ設けられたガイド溝 11 のトラック面 9 に対し、ハウジング 3 の軸方向 (図 11 の表裏方向) に沿った移動のみ可能な転動面 29 が形成されている。また、各トラック面 9 の内外にはガイド面 41、43 がハウジング 3 の軸方向に沿って延設されており、これらガイド面 41、43 に外側ローラ 25 の内外端面 45、47 が対峙している。

【0007】ダブルローラ式の等速ジョイント 1 においては、ローラ 19 がハウジング 3 の軸方向に沿って移動するに際しては、これら各ローラ 19 を構成する外側ローラ 25 がトラック面 9 に対して転動する。また、動力伝達時におけるハウジング 3 とトリボード 5 との相対揺動に際しては、各ローラ 19 を構成する内側ローラ 23 に対して外側ローラ 25 が揺動すると同時に、内側ローラ 23 がニードル軸受 17 に対してトラニオン 15 の軸心方向に揺動する。これら各内側ローラ 23 や外側ローラ 25 の挙動は、シングルローラ式の等速ジョイントにおける凹部 7 のガイド溝 11 およびトラニオン 15 に対するローラ 19 の挙動に比べて単純且つ安定している。

そのため、等速ジョイント 1 の回転に伴って発生する軸力が低減され、大きなジョイント角をもって大トルクを伝達する際にも、シャダーが生起され難くなる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】上述したダブルローラ式のトリボード型等速ジョイントにおいても、以下に述べるように、各ローラが必ずしも円滑に転動しないことに起因して、伝達効率や耐久性が低下する等の問題があった。例えば、ダブルローラ式の等速ジョイント 1 では、ジョイント角が付された状態で回転力を伝達する場合、図 12 に示したように、内側ローラ 23 の中心 (以下、ローラ中心と記す) O_i がトラック面 9 に沿って往復移動し、これに伴って、内側ローラ 23 は、外側ローラ 25 に対して揺動する。また、ハウジング 3 を固定して考えた場合、図 13 に示したように、トリボード 5 は、等速ジョイント 1 が矢印で示した方向に回転するのに伴い、ジョイント中心の偏芯量を半径として $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ と振れ廻り、これに伴って、内側ローラ 23 は外側ローラ 25 に対して揺動する。これ等の揺動の際、ニードル軸受 17 がトラニオン 15 に対して軸方向に係止されているため、トラニオン 15 の中心 (以下、トラニオン中心と記す) O_t とローラ中心 O_i との相対変位は、ニードル軸受 17 に対して内側ローラ 23 が軸方向に揺動することにより吸収される。

【0009】等速ジョイント 1 が回転し、トラニオン中心 O_t が $A \rightarrow B \rightarrow C$ と移動すると、トラニオン中心 O_t とローラ中心 O_i とは接近し、これにより、内側ローラ 23 にはニードル軸受 17 との間の摩擦抵抗によりトラニオン 15 の軸心に沿って外向きの力が作用する。また、トラニオン中心 O_t が $C \rightarrow D \rightarrow A$ と移動すると、トラニオン中心 O_t とローラ中心 O_i とは離反し、これにより、内側ローラ 23 にはニードル軸受 17 との間の摩擦抵抗によりトラニオン 15 の軸心に沿って内向きの力が作用する。一方、トラニオン中心 O_t が $D \rightarrow A \rightarrow B$ と移動すると、内側ローラ 23 は外側ローラ 25 に対して図 13 中で反時計回りに揺動し、これにより、内側ローラ 23 には外側ローラ 25 との摩擦抵抗により内側ローラ外周面と外側ローラ内周面の接点は内側方向に移動しようとする為、トラニオン 15 の軸心に沿って内向きの力が作用する。また、トラニオン中心 O_t が $B \rightarrow C \rightarrow D$ と移動すると、内側ローラ 23 は外側ローラ 25 に対して図 13 中で時計回りに揺動し、これにより、内側ローラ 23 には外側ローラ 25 との摩擦抵抗により内側ローラ外周面と外側ローラ内周面の接点は外側方向に移動しようとする為、トラニオン 15 の軸心に沿って外向きの力が作用する。

【0010】ここで、内側ローラ 23 に対するトラニオン 15 の軸方向に沿った力をまとめると、 $A \rightarrow B$ 間ではニードル軸受 17 との摩擦抵抗による外向きの力が外側ローラ 25 との摩擦抵抗による内向きの力に相殺され、

また、C→D間ではニードル軸受17との摩擦抵抗による内向きの力が外側ローラ25との摩擦抵抗による外向きの力に相殺され、いずれも、内側ローラ23に作用する力は比較的小さなものとなる。ところが、B→C間ではニードル軸受17との摩擦抵抗による外向きの力が外側ローラ25との摩擦抵抗による外向きの力と相乗され、内側ローラ23には大きな外向きの力が作用する。同様に、D→A間ではニードル軸受17との摩擦抵抗による内向きの力が外側ローラ25との摩擦抵抗による内向きの力と相乗され、内側ローラ23には大きな内向きの力が作用する。

【0011】内側ローラ23と外側ローラ25との球面嵌合部においては、これら外向きの力と内向きの力とが作用することにより接点が軸方向に移動し、図14に示したようにジョイントの回転に伴って接触角が変化する。そして、この接点移動による接触角の最大値を $\alpha 1$ とし、前述したトラニオン15の振れ廻りに伴う内側ローラ23の最大揺動角を $\alpha 2$ とすると、図13に示したように、内側ローラ23に作用する力の方向（荷重の作用線）は全接触角を α （ $=\alpha 1+\alpha 2$ ）として、 $\pm\alpha$ の範囲で変化することになる。

【0012】一般に、等速ジョイント1の小型・軽量化を図るべく、内側ローラ23の凸球面21や外側ローラ25の凹球面27および転動面29の有効幅（トラニオン15の軸心方向の長さ）を狭くすることが行われるが、この場合、図13に示したように、上述した荷重の作用線の変化範囲（ $\pm\alpha$ ）が凸球面21や凹球面27、転動面29から逸脱する虞がある。すると、内側ローラ23や外側ローラ25の内外端面には、等速ジョイント1の回転に伴って交番的に過大な負荷（エッジ荷重）が掛かり、軸力の増大がもたらされるだけでなく、内側ローラ23や外側ローラ25の割れや異常摩耗が生じることがあった。本発明は上記状況に鑑みなされたもので、軸力の低減や耐久性の向上を図ったトリボード型等速ジョイントを提供するものである。

【0013】

【課題を解決するための手段】そこで、上記課題を解決するべく、請求項1の発明では、軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第1の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された3箇所の凹部と、これら各凹部内で互いに対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設され、それぞれにトラック面を有する一対のガイド溝と、前記各凹部内に進入する3本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第2の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に凸球面が形成された3個の内側ローラと、それぞれの内周に前記内側ローラの凸球面に対応する凹球面が形成されると共に、それぞれの外周に前記ガ

イド溝のトラック面に対応する転動面が形成された3個の外側ローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、前記ニードル軸受と前記内側ローラとの摩擦係数を $\mu 1$ 、前記内側ローラと前記外側ローラとの摩擦係数を $\mu 2$ とし、 $\alpha 1=\tan^{-1}(\mu 1+\mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha=\alpha 1+\alpha 2$ とすると、前記内側ローラにおける凸球面の中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm\alpha$ の角度で2本の直線を引いたとき、内側ローラの凸球面および前記外側ローラの凹球面、前記外側ローラの転動面は、それぞれの内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記2本の直線で区画された領域外に存在するものを提案する。

【0014】また、請求項2の発明では、軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第1の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された3箇所の凹部と、これら各凹部内で互いに対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設された円弧状断面を有する一対のガイド溝と、前記各凹部内に進入する3本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第2の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に前記ガイド溝に対応する凸球面状の転動面が形成された3個のローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、前記ニードル軸受と前記ローラとの摩擦係数を $\mu 1$ 、前記ローラと前記ガイド溝との摩擦係数を $\mu 2$ とし、 $\alpha 1=\tan^{-1}(\mu 1+\mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha=\alpha 1+\alpha 2$ とすると、前記球面ローラの中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm\alpha$ の角度で2本の直線を引いたとき、前記転動面の内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記2本の直線で区画された領域外に存在するものを提案する。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、図面に基づき、本発明のいくつかの実施形態を詳細に説明する。尚、実施形態の説明にあたっては、図が煩雑となることを回避すべく、ガイド溝やトラニオン、ローラ等には1組にのみ符号を付す他、断面を示すハッチングも省略する。図1には本発明に係るトリボード型等速ジョイントの第1実施形態を縦断面視により示している。尚本実施形態の等速ジョイント1を自動車の駆動系に組み込んだ状態で自動車を前進させると、ハウジング3およびトリボード5は、図1で反時計方向に回転する。従って、次述するトラック面9a、9bと外側ローラ25との当接において、時計方向前側のトラック面9aと外側ローラ25の転動面29とが、互いに当接して回転トルクを伝達するアンカ側となる。これに対して、時計方向後側のトラック面9bと外側ローラ25の転動面29とが、互いに離隔する反ア

ンカ側となる。

【0016】この等速ジョイント1は、ディファレンシャル装置側のドライブシャフト等である第1回転軸（図示せず）の軸端に固着される中空筒状のハウジング3と、車輪側のドリブンシャフト等である第2回転軸（図示せず）の軸端に固着されるトリボート5とを備えている。ハウジング3の内面には、円周方向で等間隔（120°間隔）に3箇所の凹部7が形成されている。各凹部7内には、それぞれ一對の平坦かつ平行なトラック面9a、9bを有するガイド溝11a、11bが対向して設けられている。アンカ側のトラック面9aの径方向内側には、傾斜した当接面31aを有するガイド部33aが形成される一方、反アンカ側のトラック面9bの径方向外側には、傾斜した当接面31bを有するガイド部33bが形成され、同トラック面9bの径方向内側はストレートに延設されている。すなわち両トラック面9a、9bは、非対称の形状を有しており、また、両トラック面9a、9bが当接面31a、31bとなす角が鈍角に設定されている。かかる非対称なガイド溝11a、11bの形状は、ハウジング3aを形成する際に、鍛造における素材の紋りを容易にする。

【0017】一方、トリボート5は、第2回転軸の軸端が嵌入するボス部13と、このボス部13の外周面から円周方向で等間隔（120°間隔）に立設された円柱形状の3本のトラニオン15とから構成されている。各トラニオン15には、ニードル軸受17を介してローラ19が回転自在に且つ軸方向に所定量の変位自在に支持されている。ローラ19は、ニードル軸受17に外嵌すると共にその外周面21が凸球面に形成された内側ローラ23と、内側ローラ23に球面嵌合する外側ローラ25とから構成されている。外側ローラ25は、内周面27が内側ローラ23の外周面21に対応する凹球面に形成される一方、転動面29がトラック面9a、9bに対応するべく平坦となっている。図1中、符号35はニードル軸受17の脱落を脱落するストッパー36の抜け止め輪（丸止め輪）を示している。

【0018】第1実施形態の場合、このように両トラック面9a、9bと外側ローラ25の転動面29とを互いに当接させると共に、且つジョイント角を0度とした状態で、各トラニオン15とアンカ側のトラック面9aとが互いに傾斜した状態で対向するように、構成各部の形状並びに寸法を規制している。すなわち、両トラック面9a、9b（それぞれの延長線をY、Y'で示す）は、互いに平行に設定される一方で、各トラニオン15の中心軸Xに対して角度θだけ傾斜している。

【0019】さて、発明者等はまず、第1実施形態において、両ローラ23、25の移動に係る摩擦係数を計測し、これに起因する接触角の最大値α1を次のように求めた。すなわち、種々測定を行ったところ、ニードル軸受17と内側ローラ23との間の摩擦係数μ1は0.1

～0.12の範囲にあり、内側ローラ23と外側ローラ25との間の摩擦係数μ2は0.05～0.08の範囲にあることが判った。そして、接触角の最大値α1は、 $\tan^{-1}(\mu_1 + \mu_2)$ で与えられるため、摩擦係数μ1、μ2の最大値を用いると、 $\alpha_1 = \tan^{-1}(0.12 + 0.08) = 11.3^\circ$ となる。

【0020】また、トラニオン15の振れ廻りに伴う内側ローラ23の最大揺動角α2は、常用ジョイント角においては1.2°以下である。したがって、内側ローラ23に作用する力の方向（荷重の作用線）は、全接触角をα（ $=\alpha_1 + \alpha_2 = 12.5^\circ$ ）とすると、±αの範囲で変化することになる。すなわち、内側ローラ23の中心から引かれたトラニオン15の法線（基準線L）に対して±αの角度で2本の直線を引いたとき、荷重の作用線は、トラニオン15の法線を含み前記2本の直線で区画された領域（以下、荷重作用領域Zと記し、図1中にハッチングで示す）内で移動することになる。尚、第1実施形態では、両トラック面9a、9bがトラニオン15の軸心に対して角度θだけ傾いているため、基準線Lは、ジョイント角が0°の場合に、内側ローラ23の中心Oからトラニオン15の軸心に直角に引いた線となる。

【0021】発明者等は、これらの知見を得た上で、内側ローラ23および外側ローラ25の寸法形状を2通りに変えて軸力の試験を行った。すなわち、図2に示したように、内側ローラ23の外周面中心と外周面21の縁とを結んだ線が基準線Lとなす角度をβ1、外側ローラ25の内周面中心と内周面27の縁とを結んだ線が基準線Lとなす角度をβ2、外側ローラ25の内周面中心と転動面29の縁とを結んだ線が基準線Lとなす角度をβ3とした場合、図3に示したように、仕様Aでは各角度β1、β2、β3をαより大きくして内外ローラ23、25の外縁を荷重作用領域Z外に位置させる一方、仕様Bではβ2、β3をαより小さくして外側ローラ25の外縁を荷重作用領域Z内に位置させた。その結果、図4に示したように、仕様Aを採用することにより、仕様Bを採用した場合に比べ、軸力を有意に減少させることができた。尚、内側ローラ23や外側ローラ25の幅を実際に設定する場合、最大ジョイント角が付された場合にトラニオン15の振れ廻りによる最大揺動角α2が2°程度（諸元による）であるため、摩擦係数で計算した角度より3°以上大きいことが望ましい。また、図2では、外側方向の角度しか示さなかったが、内側方向の角度についても同様の設定となっている。

【0022】図5、図6には本発明に係るトリボート型等速ジョイントの第2実施形態を示している。これらの図に示したように、第2実施形態の等速ジョイント1は、第1実施形態に対して外側ローラ25の転動面29を凸R面としたものである。第2実施形態においても、

内側ローラ 23 の外周面中心と外周面 21 の縁とを結んだ線が基準線 L となす角度を $\beta 1$ 、外側ローラ 25 の内周面中心と内周面 27 の縁を結んだ線が基準線 L となす角度を $\beta 2$ 、外側ローラ 25 の内周面中心と転動面 29 の縁を結んだ線が基準線 L となす角度を $\beta 3$ とした場合、角度 $\beta 1$ 、 $\beta 2$ 、 $\beta 3$ を α より大きくして内外ローラ 23、25 の外縁を荷重作用領域 Z 外に位置させることにより、第 1 実施形態と同様に軸力を低く抑えることができた。尚、図 6 では、外側方向の角度しか示さなかったが、第 1 実施形態と同様に内側方向の角度についても同様の設定となっている。

【0023】また、図 7、図 8 には本発明に係るトリボード型等速ジョイントの第 3 実施形態を示している。これらの図に示したように、第 3 実施形態の等速ジョイント 1 は、トラニオン 15 とハウジング 3 との間に単一のローラ 19 を有するシングルローラ式のものである。第 3 実施形態においては、ローラ 19 の外周面中心と外周面 29 の縁を結んだ線が基準線 L となす角度を $\beta 1$ とした場合、角度 $\beta 1$ を α より大きくしてローラ 19 の外縁を荷重作用領域 Z 外に位置させることにより、第 1 実施形態と同様に軸力を低く抑えることができた。尚、図 8 では、外側方向の角度しか示さなかったが、第 1 実施形態と同様に内側方向の角度についても同様の設定となっている。

【0024】以上で具体的実施形態の説明を終えるが、本発明の態様はこの実施形態に限られるものではなく、ガイド溝や当接部等の具体的形状を始め、等速ジョイントの具体的構造等についても、本発明の主旨を逸脱しない範囲であれば適宜変更可能である。

【0025】

【発明の効果】以上述べたように、請求項 1 に係るトリボード型等速ジョイントによれば、軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第 1 の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された 3 箇所の凹部と、これら各凹部内で互いに対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設され、それぞれにトラック面を有する一対のガイド溝と、前記各凹部内に進入する 3 本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第 2 の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に凸球面が形成された 3 個の内側ローラと、それぞれの内周に前記内側ローラの凸球面に対応する凹球面が形成されると共に、それぞれの外周に前記ガイド溝のトラック面に対応する転動面が形成された 3 個の外側ローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、前記ニードル軸受と前記内側ローラとの摩擦係数を $\mu 1$ 、前記内側ローラと前記外側ローラとの摩擦係数を $\mu 2$ とし、 $\alpha 1 = \tan^{-1} (\mu 1 + \mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha = \alpha 1 +$

$\alpha 2$ とすると、前記内側ローラにおける凸球面の中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm \alpha$ の角度で 2 本の直線を引いたとき、内側ローラの凸球面および前記外側ローラの凹球面、前記外側ローラの転動面は、それぞれの内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記 2 本の直線で区画された領域外に存在するものとしたため、エッジ荷重に起因する軸力の増大を抑制することができる他、内外ローラの割れや異常摩耗も起こり難くなり、等速ジョイントの強度や耐久性が向上する。

【0026】また、請求項 2 に係るトリボード型等速ジョイントによれば、軸方向一端側が開口した中空筒状に形成され、第 1 の回転軸の軸端に固着されるハウジングと、このハウジングの内面に円周方向で等間隔に形成された 3 箇所の凹部と、これら各凹部内で互いに対向する部位に前記ハウジングの軸心に沿って延設された円弧状断面を有する一対のガイド溝と、前記各凹部内に進入する 3 本のトラニオンがその外周面に円周方向で等間隔に突設され、第 2 の回転軸の軸端に固着されるトリボードと、前記各トラニオンにニードル軸受を介して回転かつ摺動自在に外嵌すると共に、それぞれの外周に前記ガイド溝に対応する凸球面状の転動面が形成された 3 個のローラとを備えたトリボード型等速ジョイントであって、前記ニードル軸受と前記ローラとの摩擦係数を $\mu 1$ 、前記ローラと前記ガイド溝との摩擦係数を $\mu 2$ とし、 $\alpha 1 = \tan^{-1} (\mu 1 + \mu 2)$ 、トリボード中心の振れ廻りによる最大揺動角を $\alpha 2$ 、 $\alpha = \alpha 1 + \alpha 2$ とすると、前記球面ローラの中心から引かれた前記トラニオンの法線に対して $\pm \alpha$ の角度で 2 本の直線を引いたとき、前記転動面の内外縁が、前記トラニオンの法線を含み前記 2 本の直線で区画された領域外に存在するものとしたため、エッジ荷重に起因する軸力の増大を抑制することができる他、ローラの割れや異常摩耗も起こり難くなり、等速ジョイントの強度や耐久性が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明に係る等速ジョイントの第 1 実施形態を示す縦断面図である。

【図 2】第 1 実施形態における全接触角と各ローラの幅との関係を示す説明図である。

【図 3】第 1 実施形態での軸力試験に係る仕様を示す表である。

【図 4】同軸力試験の結果を示すグラフである。

【図 5】本発明に係る等速ジョイントの第 2 実施形態を示す縦断面図である。

【図 6】第 2 実施形態における全接触角と各ローラの幅との関係を示す説明図である。

【図 7】本発明に係る等速ジョイントの第 3 実施形態を示す縦断面図である。

【図 8】第 3 実施形態における全接触角と各ローラの幅との関係を示す説明図である。

【図 9】従来のトリボード型等速ジョイントの一例を示

す斜視図である。

【図10】図10中のA-A断面図である。

【図11】従来のトリポード型等速ジョイントの一例を示す縦断面図である。

【図12】同等速ジョイントにおける内側ローラの動きを示す説明図である。

【図13】同等速ジョイントにおける接触角を示す説明図である。

【図14】トリポードの偏芯運動と球面嵌合部での接触角との関係を示す説明図である。

【符号の説明】

3・・・ハウジング

5・・・トリポード

7・・・凹部

9・・・トラック面

11・・・ガイド溝

15・・・トラニオン

17・・・ニードル軸受

19・・・ローラ

23・・・内側ローラ

25・・・外側ローラ

27・・・外側ローラの内周面

29・・・外側ローラの外周面

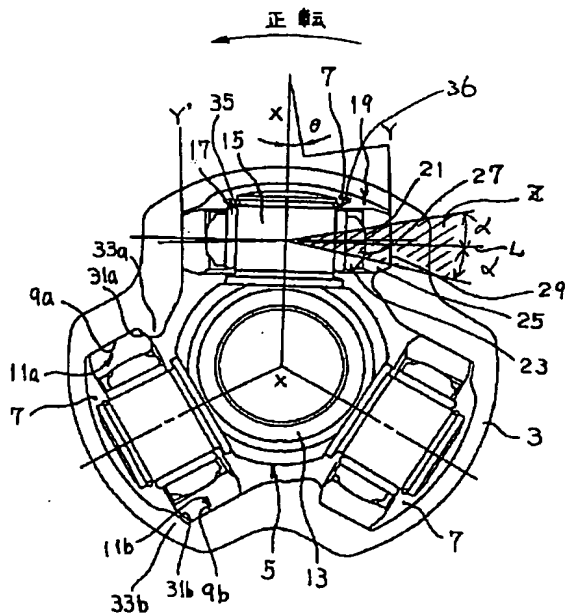
10 47・・・外側ローラの転動面

α ・・・全接触角

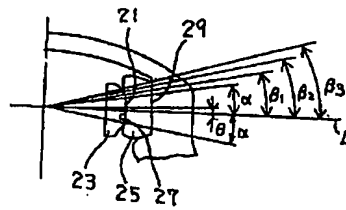
L・・・基準線（トラニオンの法線）

Z・・・荷重作用領域

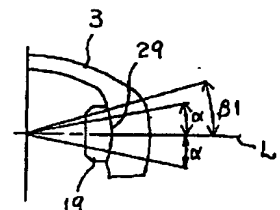
【図1】



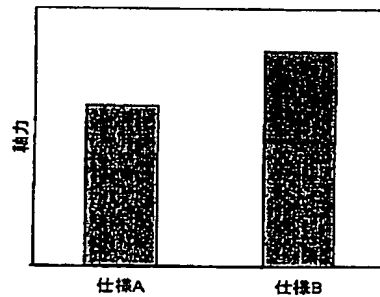
【図2】



【図8】



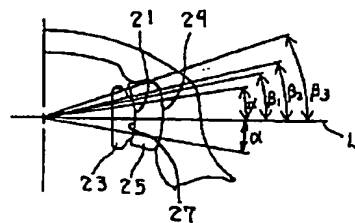
【図4】



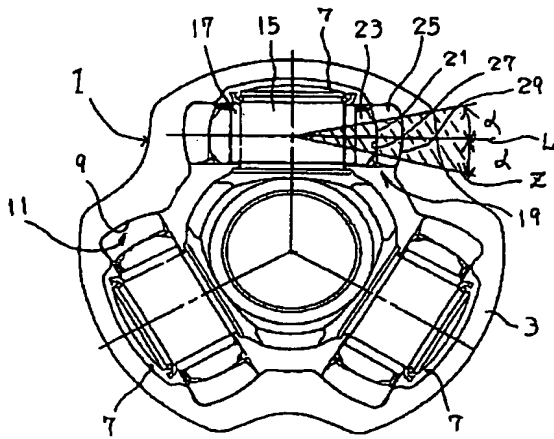
【図3】

仕様	$\beta 1$	$\beta 2$	$\beta 3$
A	13.3°	13.4°	15.2°
B	13.3°	11.3°	12.4°

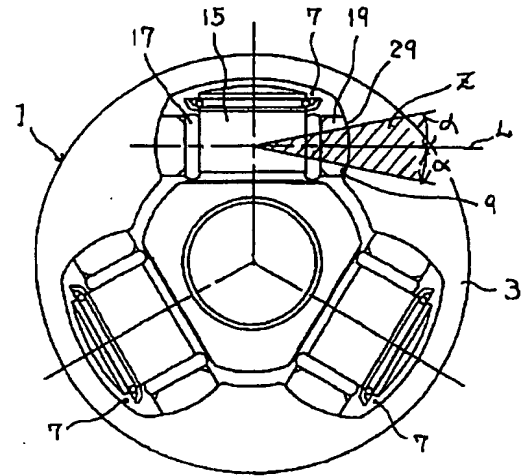
【図6】



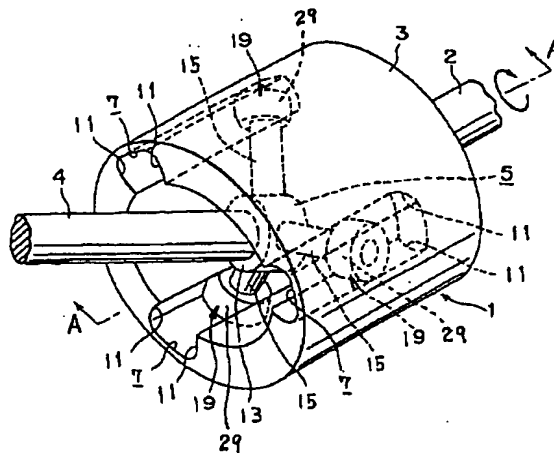
【図5】



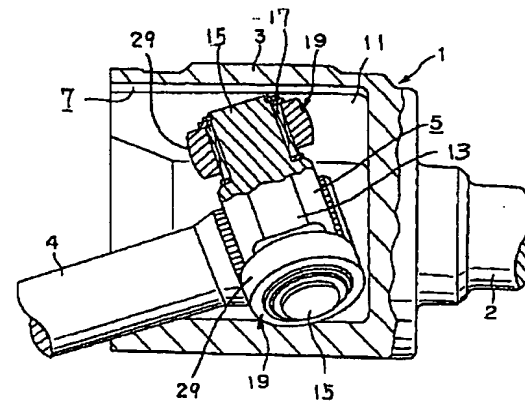
【図7】



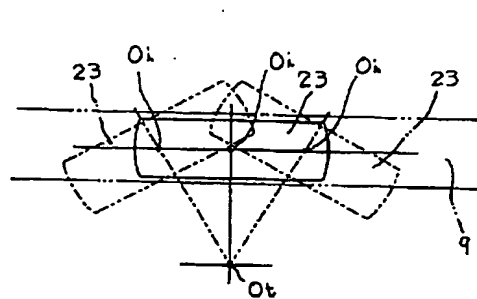
【図9】



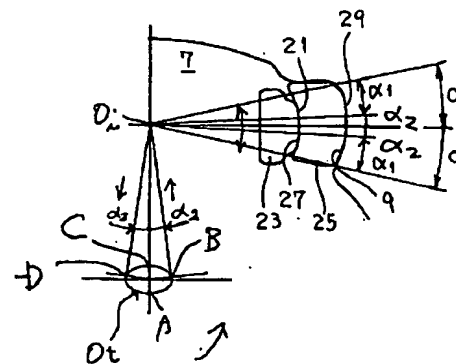
【図10】



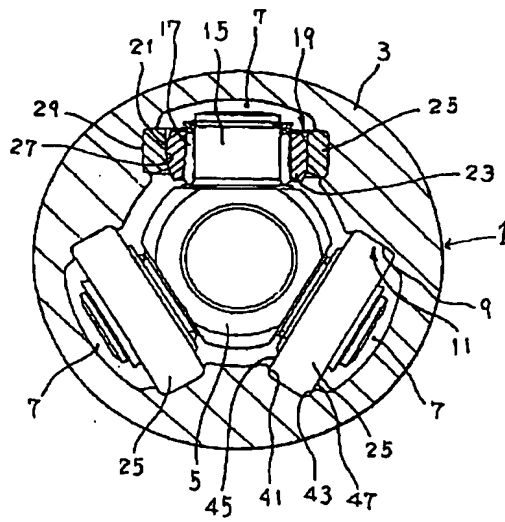
【図12】



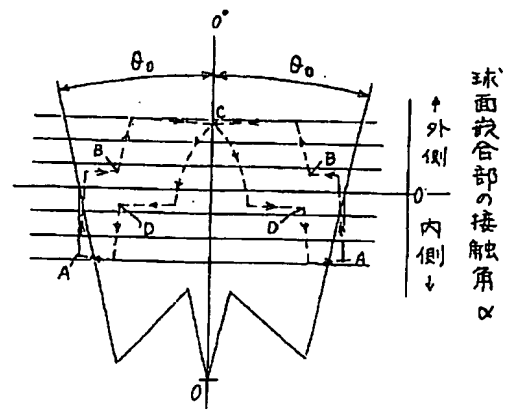
【図13】



【図11】



【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 池田 幸博
東京都品川区大崎1丁目6番3号日精ビル
15F DSN本社内